

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-323634

(43)公開日 平成9年(1997)12月16日

| | | | | |
|--------------------------|------|--------|--------------|--------|
| (51)Int.Cl. ⁶ | 識別記号 | 庁内整理番号 | F I | 技術表示箇所 |
| B 6 0 T 8/58 | | | B 6 0 T 8/58 | Z |

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 11 頁)

(21)出願番号 特願平8-141526

(22)出願日 平成8年(1996)6月4日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 副島 慎一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 渡辺 正雄

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74)代理人 弁理士 牧野 剛博 (外2名)

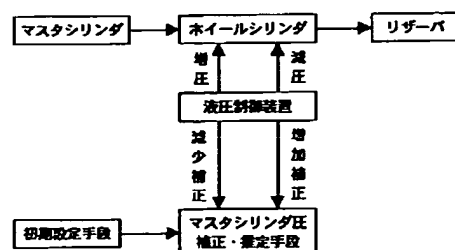
(54)【発明の名称】 マスタシリンダ圧推定装置及びこれを利用したホイールシリンダ圧推定装置

(57)【要約】

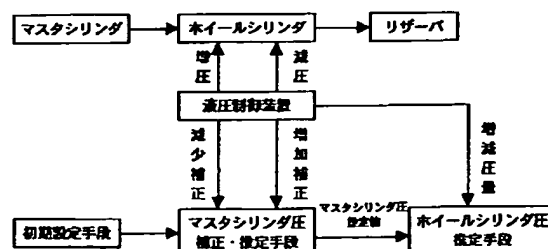
【課題】 マスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧を精度良く推定する。

【解決手段】 制動操作後のマスタシリンダ圧推定値を所定期間一律に設定し、増減制御 (ABS制御) 開始後は、ホイールシリンダに供給される液圧が増圧されるときは予想される増圧量に応じてマスタシリンダ圧推定値を減少補正し、且つ減圧されようとするときは予想される減圧量に応じて増加補正する。更に、推定されたマスタシリンダ圧推定値と増減圧量とに基づいてホイールシリンダ圧を推定する。

(A)



(B)



Best Available Copy

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】制動装置のマスタシリンダによって発生されホイールシリンダに供給される液圧を、車両の走行状態に応じて増減制御する液圧制御装置を備えたマスタシリンダ圧推定装置において、

制動操作後のマスタシリンダ圧推定値を予め定められた演算式により所定期間一律に設定する初期設定手段と、前記所定期間経過後であって前記増減制御開始後は、前記液圧制御装置により、前記ホイールシリンダに供給される液圧が増圧されようとするときは予想される増圧量に応じて前記マスタシリンダ圧推定値を減少補正し、且つ、前記ホイールシリンダに供給される液圧が減圧されようとするときは予想される減圧量に応じて前記マスタシリンダ圧推定値を増加補正するマスタシリンダ圧補正・推定手段と、

を備えたことを特徴とするマスタシリンダ圧推定装置。

【請求項2】請求項1において、前記ホイールシリンダに供給される液圧が減圧されようとするときの予想される減圧量を、そのときのホイールシリンダ圧のみに依存して近似して求めることを特徴とするマスタシリンダ圧推定装置。

【請求項3】請求項1において、前記所定期間経過後であって前記増減制御開始前は、車両の減速度を用いてマスタシリンダ圧を補正・推定することを特徴とするマスタシリンダ圧推定装置。

【請求項4】請求項1において、前記所定期間経過後であって前記増減制御開始前は、ホイールシリンダ圧がそのときに現に推定されているマスタシリンダ圧と等しいと推定することを特徴とするマスタシリンダ圧推定装置。

【請求項5】請求項1において、前記初期設定手段は、前記予め定められた演算式として、制動操作時間に対して増加する関数を用いることを特徴とするマスタシリンダ圧推定装置。

【請求項6】請求項1において、実際のマスタシリンダ圧を検出するマスタシリンダ圧センサを備え、前記マスタシリンダ圧推定値により、前記マスタシリンダ圧センサの異常判定を行うことを特徴とするマスタシリンダ圧推定装置。

【請求項7】制動装置のマスタシリンダによって発生されホイールシリンダに供給される液圧を、車両の走行状態に応じて増減制御する液圧制御装置を備えたホイールシリンダ圧推定装置において、

前記増減制御開始後、請求項1において推定されたマスタシリンダ圧推定値と、請求項1において予想されるホイールシリンダに供給される液圧の増減圧量とに基づいて次のホイールシリンダ圧を推定する手段を、

備えたことを特徴とするホイールシリンダ圧推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

2

【発明の属する技術分野】本発明は、マスタシリンダ圧推定装置及びこれを利用したホイールシリンダ圧推定装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、急制動時等における車両の安定性及び操舵性を確保するためにアンチスキッドブレーキシステム（ABS）が開発されている。これは、制動装置のマスタシリンダによって発生されホイールシリンダに供給される液圧を、車両の走行状態に応じて増減制御し、車輪に過大な制動力が掛からないようにして、車輪のロックを防止するものである。

【0003】液圧制御装置によってこの増減制御を適正に行うためには、マスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧を精度良く検出あるいは推定することが重要である。

【0004】例えば、特表平5-502423号公報においては、目標スリップと、車輪速度及び車体速度等から求められる実スリップとの偏差によるPIフィードバック制御により、制動装置の目標制動液圧（目標ホイールシリンダ圧）を求めるものが開示されている。又、そこでは、この目標制動液圧と、マスタシリンダ圧と、横方向力とから逆液圧モデルに基づいて、アンチスキッド液圧制御弁の開閉時間を求め、弁の開閉を制御するようにしている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記特表平5-502423号公報に開示されたものを含め従来のアンチスキッドブレーキシステムにおいては、制御の指標となる目標制動液圧を、目標スリップ、車輪速度あるいは車体速度のようなパラメータから直接求めるようにしていたため、車両の運動特性に即した、よりきめ細かな総合的な制御を実現することができなかった。

【0006】例えば、前記特表平5-502423号公報で開示された制御装置においては、逆液圧モデルを用いてアクチュエータの開閉時間を求める際、弁モデルとして単なるオリフィスを想定し、静的なモデルで弁開閉時間を算出しているが、実際の油圧系では配管剛性の変化を考慮しないと制御精度を確保することができない。更に前記制御装置においては、車両運動、アクチュエータのゲイン及び位相、油圧特性等まで考慮した動的なモデルで算出していないため十分な精度で制御することができないという問題があった。

【0007】これに対し、出願人は先に、特願平7-54474号において、マスタシリンダ圧の計測手段と、その計測手段で計測されるマスタシリンダ圧とホイールシリンダ圧の増減制御の履歴からホイールシリンダ圧を推定する手段を備え、ホイールシリンダ圧推定値を常時把握し、ホイールシリンダ圧を適正に制御する方法を提案した。

【0008】本発明は、前記従来の問題に鑑みてなされ

たものであり、本出願人による前記先願を改良し、計測手段を備えることなく精度良くマスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧を推定することのできるマスタシリンダ圧推定装置及びこれを利用したホイールシリンダ圧推定装置を提供することを課題とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載された発明は、その要旨を図1(A)に示すように、制動装置のマスタシリンダによって発生されホイールシリンダに供給される液圧を、車両の走行状態に応じて増減制御する液圧制御装置を備えたマスタシリンダ圧推定装置において、制動操作後のマスタシリンダ圧推定値を予め定められた演算式により所定期間一律に設定する初期設定手段と、前記所定期間経過後であって前記増減制御開始後は、前記液圧制御装置により、前記ホイールシリンダに供給される液圧が増圧されようとするときは予想される増圧量に応じて前記マスタシリンダ圧推定値を減少補正し、且つ、前記ホイールシリンダに供給される液圧が減圧されようとするときは予想される減圧量に応じて前記マスタシリンダ圧推定値を増加補正するマスタシリンダ圧補正・推定手段とを備えたことにより、前記課題を解決したものである。

【0010】請求項7に記載された発明は、その要旨を図1(B)に示すように、制動装置のマスタシリンダによって発生されホイールシリンダに供給される液圧を、車両の走行状態に応じて増減制御する液圧制御装置を備えたホイールシリンダ圧推定装置において、前記増減制御開始後、請求項1において推定されたマスタシリンダ圧推定値と、請求項1において予想されるホイールシリンダに供給される液圧の増減圧量とに基づいて次のホイールシリンダ圧を推定する手段を備えたことにより、前記課題を解決したものである。

【0011】

【発明の実施の形態】好ましい実施の形態は、請求項1に記載された発明において、前記ホイールシリンダに供給される液圧が減圧されようとするときの予想される減圧量を、そのときのホイールシリンダ圧のみに依存して近似して求めるようにすることである。一般にホイールシリンダ圧の減圧量は、ホイールシリンダ圧、リザーバの液圧、(ホイールシリンダからリザーバに至る管路の)管路抵抗等に依存して決定されるが、後述するように、ホイールシリンダ圧のみからでも近似的に求めることができる。これにより減圧量を簡単に算出することができ、マスタシリンダ圧の推定がそれだけ容易となる。

【0012】他の好ましい実施の形態は、同じく請求項1に記載された発明において、前記所定期間経過後であって前記ホイールシリンダに供給される液圧の増減制御開始前は、車両減速度を用いてマスタシリンダ圧を補正・推定することである。

【0013】又、他の好ましい実施の形態は、同じく請

求項1に記載された発明において、前記所定期間経過後であって前記増減制御開始前は、ホイールシリンダ圧がそのときに現に推定されているマスタシリンダ圧と等しいと推定することである。

【0014】制動操作後所定期間を経過しても増減制御に入らないときは、(スリップのない)弱制動状態と考えられ、マスタシリンダ圧は減圧されておらず、従ってホイールシリンダ圧はマスタシリンダ圧とほぼ同一圧力となると考えられる。又、スリップがないときのホイールシリンダ圧は車輪に掛かる荷重に応じて車両減速度と一義的に対応しているはずである。

【0015】従って、上記他の好ましい実施の形態は、これらの原理に基づいて制動操作後所定期間を経過しても増減制御に入らないときはマスタシリンダ圧はホイールシリンダ圧に等しいとして、車両減速度からホイールシリンダ圧、即ちマスタシリンダ圧を補正・推定する。これにより、容易にマスタシリンダ圧を推定することができ、その後に増減制御に入っても該マスタシリンダ圧の推定精度を向上させることができる。

【0016】又、他の好ましい実施の形態は、同じく請求項1に記載された発明において、前記初期設定手段は、前記予め定められた演算式として、制動操作時間に対して増加する関数を用いることである。

【0017】これにより、通常の運転者による急制動操作時のマスタシリンダ圧の増圧勾配を模した関数等、適宜相応しい増加関数を選択することで容易に高精度の推定が可能となる。

【0018】更に、他の好ましい実施の形態は、同じく請求項1に記載された発明において、実際のマスタシリンダ圧を検出するマスタシリンダ圧センサを備え、前記マスタシリンダ圧推定値により、前記マスタシリンダ圧センサの異常判定を行うようにすることである。

【0019】これにより、実マスタシリンダ圧の検出手段(マスタシリンダ圧センサ)に欠陥が発生した場合でも、マスタシリンダ圧推定装置がそれをバックアップすることで、常時適正なマスタシリンダ圧推定値を把握することができる。その結果、ホイールシリンダ圧を精度良く推定し、適切な車両制御が可能となる。

【0020】以下、図面を参照してより具体的な実施の形態を詳細に説明する。

【0021】図2は、本発明の適用されたマスタシリンダ圧推定装置及びこれを利用したホイールシリンダ圧推定装置の概略を表わす構成図である。

【0022】図2に示すものは、ダイヤゴナル2系統ブレーキシステムである。

【0023】図2において、ブレーキペダル10を踏むと、ブースタ(倍力装置)12により踏力が増幅され、これによりマスタシリンダのピストンが動作され、マスタシリンダ14は液圧(マスタシリンダ圧)を発生する。マスタシリンダ14からは2つのブレーキ液路20

5

及び40が延びている。ブレーキ液路20は2つのブレーキ液路24及び34に分かれ、ブレーキ液路24は左後輪RLのホイールシリンダ26に接続され、ブレーキ液路34は右前輪FRのホイールシリンダ36に接続されている。ブレーキ液路40は2つのブレーキ液路44及び52に分かれ、ブレーキ液路44は左前輪FLのホイールシリンダ46に接続され、ブレーキ液路52は右後輪RRのホイールシリンダ54に接続されている。マスタシリンダ14が発生したマスタシリンダ圧は、これらのブレーキ液路24、34、44、52を通じて各ホイールシリンダ26、36、46、54にそれぞれ伝達される。

【0024】ブレーキ液路20及び40にはそれぞれポンプ66及び74が設けられている。ポンプ66はリザーバ64よりブレーキ液を汲み上げ、ポンプ74はリザーバ72よりブレーキ液を汲み上げる。又、ポンプ66及び74はモータ76により駆動される。

【0025】ブレーキ液路20及び34の間には切換弁22、34及び制御弁60、62が設けられている。又、ブレーキ液路40及び52の間には切換弁42、50及び制御弁68、70が設けられている。

【0026】以上により液圧制御装置78が構成される。

【0027】又、各車輪RL、FR、FL、RRにはそれぞれ車輪速センサ100、102、104、106が設けられている。各車輪速センサ100、102、104、106の信号は電子制御装置80に送られる。又、ブレーキペダル10が踏まれたことはブレーキスイッチ110により検出される。

【0028】電子制御装置80は、マスタシリンダ圧推定値の初期設定を行うと共に、マスタシリンダ圧の補正・推定を行う。又、電子制御装置80は、推定されたマスタシリンダ圧を用いてホイールシリンダ圧の推定を行う。更に、電子制御装置80は公知の方法で車輪のスリップを判定し、スリップしていると判定されたときには*

$$P_{me} = P_{grad} \times T_{after} + P_{const} \quad \dots (1)$$

【0036】次のステップ160においては、このマスタシリンダ圧推定値 P_{me} が異常に高く求められるのを防止するためにマスタシリンダ圧推定値 P_{me} にガードをかける。即ち、マスタシリンダ圧推定値 P_{me} が所定値 $P_{me\max1}$ より小さい場合には、マスタシリンダ圧推定値 P_{me} は所定値 $P_{me\max1}$ とし、又マスタシリンダ圧推定値 P_{me} が所定値 $P_{me\max2}$ より大きい場合には、マスタシリンダ圧推定値 P_{me} を所定値 $P_{me\max2}$ とする。これにより、マスタシリンダ圧推定値 P_{me} は2つの所定値 $P_{me\max1}$ と $P_{me\max2}$ の間に規制される。これらの所定値は、例えば、 $P_{me\max1}=1.5\text{Mp}$ 、 $P_{me\max2}=2.0\text{Mp}$ 等の値が選ばれる。

$$P_{we}(n) = P_{we}(n-1) + C_{iw} \times (P_{me}(n-1) - P_{we}(n-1))^{1/2} \quad \dots (2)$$

ここで C_{iw} は所定の係数である。

【0039】ステップ140において、ブレーキ操作開始から所定時間 FBT が経過したと判断された場合はス★50

6

* 公知のABS制御（アンチスキッドブレーキ制御）に代表される制動液圧制御を行う。この制動液圧制御が請求項1のホイールシリンダ46に供給される液圧（ホイールシリンダ圧）の増減制御に相当している。

【0029】以下、図3及び図4のフローチャートに沿って本実施形態の作用を説明する。

【0030】図3のステップ100において、ブレーキスイッチ110の信号によりブレーキ操作の開始を検出する。ブレーキ操作の開始は、各車輪速センサ100、102、104、106の信号により車輪速度の低下を検出することから検出するようにしてもよい。

【0031】未だブレーキ操作に入っていない場合には、ステップ110で電子制御装置80において各種制御に用いる設定値を初期化する。このとき、ブレーキ操作開始検出からの経過時間を示すカウンタ T_{after} もゼロクリアする。

【0032】ブレーキ操作開始が検出された場合は、次のステップ120へ進み、カウンタ T_{after} をカウンタアップする。

【0033】次のステップ130においては、ABS制御中か否か判定する。ABS制御中の場合には図4のステップ210へ進む。ブレーキ操作開始直後は未だABS制御に入っていないので次のステップ140へ進む。ステップ140ではブレーキ操作開始から所定時間経過したか否か判定する。この判定はカウンタ T_{after} が所定値 FBT （Fast Brake Time）以上になったか否かで判定する。カウンタ T_{after} が所定値 FBT を越えていない場合には、次のステップ150においてマスタシリンダ圧推定値の初期設定を行う。

【0034】この初期設定は、通常の運転者が急制動動作を行う際のマスタシリンダ圧の増圧勾配を模した図5に示すグラフに基づいて、増圧勾配 P_{grad} とブレーキ操作開始からの経過時間 T_{after} と定数 P_{const} より次の（1）式により設定される。

【0035】

※ $P_{me\max2}$ の間に規制される。これらの所定値は、例えば、 $P_{me\max1}=1.5\text{Mp}$ 、 $P_{me\max2}=2.0\text{Mp}$ 等の値が選ばれる。

【0037】次のステップ170においては、前回のマスタシリンダ圧推定値 $P_{me}(n-1)$ と、ホイールシリンダ圧推定値 $P_{we}(n-1)$ を用いて次の（2）式より今回のホイールシリンダ圧推定値 $P_{we}(n)$ を決定する。

【0038】

★テップ180へ進み、マスタシリンダ圧を推定する。このように、ブレーキ操作開始から所定時間 FBT を経過してもABS制御に入らない場合は、弱制動状態（車輪

がロックしていない、即ちグリップ状態)と考えられる。弱制動状態においては、ホイールシリンダ圧は減圧されておらずマスタシリンダ圧とはほぼ同一圧力と考えられる。又、車輪がロックしていない、即ち、グリップ状態のホイールシリンダ圧は車輪にかかる荷重に応じて車両減速度と一義的に対応していると考えられるため、車両減速度からホイールシリンダ圧、即ち、マスタシリンダ圧を推定することができる。図6は、車両減速度Dvveとマスタシリンダ圧推定値(=ホイールシリンダ圧推定値)P_{me}との関係を示すグラフである。車両減速度Dvveは各車輪速センサ100、102、104、106からの信号を受けて公知の方法で常時演算される。ここでの車両減速度Dvveは、今回と前回の推定車両減速度との差分を平滑して得られる。

【0040】なお、ここでブレーキ操作開始から所定時間FBT前後でホイールシリンダ圧(マスタシリンダ圧)の推定方法を変更しているのは、所定時間FBT以前はブレーキ踏力が増大しておりマスタシリンダ圧の過渡的变化の大きい期間と推定され、このような状況下ではマスタシリンダ14からホイールシリンダ26に至る管路抵抗等の影響によりマスタシリンダ圧とホイールシリンダ圧が等しくないとは推定されるからである。

【0041】又、所定時間FBT以降で且つ制動液圧制御が開始されていない状況下では、ブレーキ踏力の変化も小さくマスタシリンダ圧とホイールシリンダ圧がほぼ等しくなる定常状態にあると推定できる。

【0042】次のステップ190においては、ステップ160と同様にマスタシリンダ圧推定値P_{me}に対してガードをかける。

【0043】ステップ200においては、前記理由によ*30

$$P_{me}(n) = P_{me}(n-1) + C_{dm} \times (P_{we}(n-1))^{1/2} \quad \dots (3)$$

【0048】次のステップ240においては、ステップ160におけると同様にマスタシリンダ圧推定値P_{me}に対してガードをかける。

【0049】次のステップ250においては、前回のホイールシリンダ圧推定値P_{we}(n-1)を用いて今回のホイ

$$P_{we}(n) = P_{we}(n-1) - C_{dw} \times (P_{we}(n-1))^{1/2} \quad \dots (4)$$

【0051】一方、ステップ210においてホイールシリンダ圧が増圧中であると判定された場合にはステップ260へ進み、マスタシリンダ圧推定値を減少補正し新しいマスタシリンダ圧推定値を求める。即ち、そのときのホイールシリンダ圧の予想増圧量に比例した量でマスタシリンダ圧推定値P_{me}を減圧補正する。本発明者の試★

$$P_{me}(n) = P_{me}(n-1) - C_{im} \times (P_{we}(n-1) - P_{me}(n-1))^{1/2}$$

*りホイールシリンダ圧推定値P_{we}を今求めたマスタシリンダ圧推定値P_{me}と同じ値とする。

【0044】次にABS制御に入ってからマスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧の推定方法について、図4のフローチャートに沿って説明する。

【0045】図3のステップ130においてABS制御中であると判定された場合には、図4のステップ210へ進む。ステップ210では該ABS制御になってホイールシリンダ圧が増圧中(これから増圧されようとしている場合を含む)か否か判定する。増圧中でない場合にはステップ220へ進み、減圧中(これから減圧されようとしている場合を含む)か否か判定する。減圧中でない場合には直ちにリターンする。減圧中の場合には、次のステップ230においてマスタシリンダ圧を推定する。

【0046】ABS制御中におけるホイールシリンダ圧の減圧頻度は、マスタシリンダ圧が高いほど高くなるという物理現象に基づき、そのときのホイールシリンダ圧の(予想される)減圧量に比例した量でマスタシリンダ圧推定値P_{me}を補正し推定する。ホイールシリンダ圧の減圧は、より正確には現時点のホイールシリンダ圧のほかりザーバの液圧や管路抵抗等の影響を受けるが、発明者の試験によれば、ホイールシリンダ圧の予想減圧量はそのときのホイールシリンダ圧の平方根に比例した量として近似して捉えることができる。そこで、C_{dm}を所定の係数として次の(3)式により、ホイールシリンダ圧のみに依存して今回のマスタシリンダ圧推定値P_{me}(n)が増加補正されることによって推定される。

【0047】

※ールシリンダ圧推定値P_{we}(n)を推定する。この推定は、C_{dw}を所定の係数として次の(4)式により行われる。

【0050】

★験によればホイールシリンダ圧の予想増圧量はマスタシリンダ圧推定値とホイールシリンダ圧推定値の差の平方根に比例した量として近似して捉えることができる。そこで、C_{im}を所定の係数として次の(5)式により新しいマスタシリンダ圧推定値P_{me}(n)を推定する。

【0052】

☆推定値P_{me}(n-1)を用いて、前に述べた(2)式により新しいホイールシリンダ圧P_{we}(n)を推定する。

【0055】このように本実施形態によるマスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧の推定方法は、ホイールシリンダ圧の減圧頻度(量)が多いほどマスタシリンダ圧

【0053】次のステップ270において、今求めたマスタシリンダ圧推定値P_{me}に対してステップ160と同様にガードをかける。

【0054】次のステップ280において、前回のホイールシリンダ圧推定値P_{we}(n-1)及びマスタシリンダ圧☆50

推定値をより高くし、増圧頻度(量)が多いほどマスタシリンダ圧推定値をより低くするようにして、実際のマスタシリンダ圧を精度良く推定しようというものである。

【0056】これは、ホイールシリンダ圧の減圧頻度が多いということはそれだけそのときマスタシリンダ14に発生しているマスタシリンダ圧が高いと考えられるからであり、又、ホイールシリンダ圧の増圧頻度が多いということはそれだけそのときマスタシリンダ14に発生しているマスタシリンダ圧が低いと考えられるからである。

【0057】以上述べたマスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧の推定の様子を図7にグラフで示す。

【0058】図7のグラフのAの部分が示すように、ブレーキ操作開始後所定時間F B T (Fast Brake Time) までの間においては、マスタシリンダ圧は直線的に増加する。この部分においては、所定の傾きPgradを持つ増加関数によって推定される(初期設定)。なお、ここでPconst はブレーキペダル10とマスタシリンダ14の間に介装されているブースタ12のジャンピング特性値に相当するものである。又、ブレーキ操作開始後所定時間F B T 経過後、即ち、制動圧力(ブレーキ踏力)が略一定となったと推定される状態で、且つ車輪ロック前の状態で、ABS制御開始前におけるグラフのBによって示される部分は弱制動状態(車輪ロック前の状態)である。ここではマスタシリンダ圧推定値とホイールシリンダ圧推定値が一致していると考えられ、車両減速度より推定される。ABS制御に入るとホイールシリンダ圧はまず減圧から開始される。グラフのw1で示す部分がホイールシリンダ圧推定値の(予想)減圧量 $Cdw \times (P_{we})^{1/2}$ であり、これに対してグラフにm1で示す部分がマスタシリンダ圧推定値の増加補正量 $Cdm \times (P_{we})^{1/2}$ である。又、グラフのw2で示す部分がホイールシリンダ圧推定値の(予想)増圧量 $Ciw \times (P_{me} - P_{we})^{1/2}$ であり、これに対してグラフのm2で示す部分がマスタシリンダ圧推定値の減少補正量 $Cim \times (P_{me} -$

$$T_{mp} = P_{me} \times P_{mr} + \Delta P_{ms} \quad \dots (6)$$

ここで、 P_{mr} は比例係数 P_{me}/P_{ms} であり、 ΔP_{ms} はオフセット量 $P_{me} - P_{ms}$ である。

【0066】次のステップ410においては、マスタシリンダ圧検出値 P_{ms} が $T_{mp} + 0.2$ より小さいか否か判定する。判定の結果、マスタシリンダ圧検出値 P_{ms} の方が小さい場合には次のステップ420へ進む。ステップ420においては、マスタシリンダ圧 P_{ms} が $T_{mp} - 0.1$ より大きいのか否か判定する。判定の結果、マスタシリ※

$$P_m = P_{me} \times P_{mr} + \Delta P_{ms} \quad \dots (7)$$

【0069】このように、実際のマスタシリンダ圧計測とマスタシリンダ圧推定を併用することで、重複チェックを行い、その結果、適正にホイールシリンダ圧を推定し、ABS制御不良となるのを防止する。

* $P_{we})^{1/2}$ である。

【0059】次に本発明の第2実施形態について説明する。

【0060】第2実施形態は、第1実施形態に対して更にマスタシリンダ圧センサを設け、通常時はこのセンサの出力によりマスタシリンダ圧を検出すると共に、このマスタシリンダ圧センサが欠陥に陥った場合に本発明に従って、マスタシリンダ圧を適正に推定することによりバックアップするものである。これによりホイールシリンダ圧を正確に推定し、適正に制動制御を行う。

【0061】図8は、第2実施形態によるマスタシリンダ圧監視処理を示すフローチャートである。

【0062】図8のステップ300において、センサによって検出されるマスタシリンダ圧検出値 P_{ms} が本発明に従って求められたマスタシリンダ圧推定値 P_{me} に所定係数(ここでは1.5)をかけたものより小さいか否か判定する。その結果、マスタシリンダ圧検出値 P_{ms} の方が小さい場合には、次のステップ310へ進む。ステップ310においては、マスタシリンダ圧検出値 P_{ms} がマスタシリンダ圧推定値 P_{me} に所定係数(ここでは0.6)をかけた値より大きいのか否か判定する。その結果、マスタシリンダ圧検出値 P_{ms} の方が大きい場合にはこの処理を終了する。又、上の2つの条件のうち、いずれかが成立しない場合にはマスタシリンダ圧センサに異常がある(検出値 P_{ms} が実際のマスタシリンダ圧 P_m と異なる)ものと判断して、ステップ320においてマスタシリンダ圧推定値 P_{me} を実際に制御に用いるマスタシリンダ圧 P_m とする。

【0063】又、上で用いた所定係数(不感帯係数、ここでは1.5及び0.6)を更に小さくして精度を上げるようにした、図9に示すような処理も考えられる。

【0064】図9のステップ400において、マスタシリンダ圧検出値 P_{ms} と比較するための値 T_{mp} を次の(6)式により算出する。

【0065】

※シリンダ圧検出値 P_{ms} の方が大きい場合には次のステップ430へ進み、 P_{mr} 及び ΔP_{ms} を新しい値で更新する。

【0067】上の2つの条件のいずれかが成立しない場合にはマスタシリンダ圧センサに異常があると判定して、ステップ440において次の(7)式により実際に制御に用いるマスタシリンダ圧 P_m を算出する。

【0068】

★【0070】以下、本発明によって適正に推定されたホイールシリンダ圧の利用について説明する。

【0071】第1は、有り得ない推定車両減速度の判定への利用である。

11

【0072】図10は、推定車両減速度（加速度） D_{ve} （路面摩擦係数 μ に対応）とホイールシリンダ圧推定値 P_{we} の関係を示すグラフである。図10のグラフが示すように、路面摩擦係数 μ により決まる推定車両減速度（加速度） D_{vve} （ $=$ 平滑 $V_{ve} - V_{veold}$ ）と前車輪のホイールシリンダ圧 P_{weF} の間には、ほぼ比例関係が成立する。

【0073】この性質を利用して、前車輪のホイールシリンダ圧推定値 P_{weF} で望ましい車両減速度（加速度） D_{vv} を求め、推定車両減速度（加速度） D_{vve} が望ましい車両減速度（加速度） D_{vv} より低下する状態を検出する。推定車両減速度 D_{vve} が小さいということは実際以上に車輪スリップが発生していると推定していると考えられる。従って、この場合には、後車輪の制御目標である基準スリップ量 ΔVR を小さく（例えば $1/2$ と）してより少ないスリップ量でABS制御での減圧が実行できるようにし、後輪の車輪速度から確実な最高車輪速度を作成するようにする。その結果、推定車両速度が実車両速度より低速度側に乖離するのを防止することができる。

【0074】即ち、ABS制御を行っても、低 μ 路で緩制動時には、4車輪共にロックに向かい易いことが知られている。図10に示すようにホイールシリンダ圧から路面摩擦係数 μ を推定し、その μ の値に対し望ましい車両減速度（加速度） D_{vv} が高 μ を示した場合に、後車輪の制御目標である基準スリップ量 ΔVR を小さくすることで後車輪がABS制御に入り易くする。これにより、確実に最高車輪速度を得、引いては正確な推定車両速度を作成することで、4車輪が同時にロックに至ることを防止することができる。

【0075】第2は、前後のホイールシリンダ圧力の関係付けへの利用である。

【0076】4輪のホイールシリンダ圧の相互間には、各車輪位置での荷重配分と対応する路面摩擦係数によりその車輪側の最高許容ホイールシリンダ圧が決まるとい性質がある。前記荷重配分及び最高許容圧力に応じて、前車輪のホイールシリンダ圧力は高めに、後車輪のホイールシリンダ圧力は低めに制御する手段を設けることにより、後車輪を車両速度監視輪として、安定した最高車輪速度、推定車両速度を得ることができる。

【0077】前記手段は、左右輪で路面摩擦係数の異なるスプリット路面を考慮して、左右のうち同じ側の前後のホイールシリンダ圧推定値を比較するのがよい。前輪より後輪の方が圧力が高くなっている場合には、後車輪の基準スリップ量 ΔVR を小さく（例えば $1/2$ と）する。これにより、後車輪を低スリップ、即ち、非ロックとすることができ、確実に最高車輪速度を得ることができ、その結果正確な推定車両速度を作成する。他方、前車輪のホイールシリンダ圧を高めに制御することを可能とし、高い制動力を引き出すことができる。

12

【0078】第3は、減圧直前のトップ圧力への急速復帰への利用である。

【0079】減圧直前のホイールシリンダ圧推定値をトップ圧力として記憶し、増圧再開時に前記減圧直前のトップ圧力と現在のホイールシリンダ圧推定値を比較する。その結果、現在のホイールシリンダ圧推定値の方がトップ圧力より低圧の場合は、早期にトップ圧力に復帰するように増圧量を大きく、トップ圧力より高圧時には、増圧量を少なくする構成とすることでより高い制動力を確保することができる。

【0080】即ち、従来は、直接的に電磁弁の信号時間を決めていたため、減圧直後の増圧量が多くなり過ぎることが多く、従って過制動による再減圧を招き易いという問題があった。そのため、減圧直後の増圧量を限界までは多くできなかった。しかし、今回減圧直前のホイールシリンダ圧推定値を利用することにより、過制動を招くことなく減圧直後の増圧量を限界まで多くすることが可能となり、それだけ高い制動力が引き出せるようになった。

20 【0081】第4は、前車輪の低 μ 移行情報の後車輪への伝達への利用である。

【0082】減圧直前のホイールシリンダ圧推定値をトップ圧力として記憶し、前記減圧直前のトップ圧力と現在のホイールシリンダ圧推定値を比較して低 μ 移行状態にあることを判断する。又、これにより前車輪の低 μ 移行情報を作成し、この低 μ 移行情報を用いて後車輪のホイールシリンダ圧の増圧を禁止したり、先行して減圧するようにする手段を用いて、低 μ 移行時の後車輪の高スリップ状態を回避することができる。

30 【0083】例えば、前車輪のホイールシリンダ圧推定値がトップ圧力より小さい場合には、後車輪の基準スリップ量 ΔVR を小さく（例えば $1/2$ と）する。前車輪が低 μ 路面に差し掛かると、前車輪のスリップにより、車両減速度が低下する。又、前車輪のスリップにより後車輪の路面との接地荷重が増加し、後車輪が低スリップ状態となり、後車輪側のホイールシリンダ圧の増圧動作が開始される。この増圧動作は、やがて後車輪が低 μ 路面に差し掛かったときに、より多くの減圧動作を必要とする不都合な増圧動作である。この場合、低 μ 移行の情報を後輪側に伝え、例えば、後車輪の基準スリップ量 ΔVR を小さくしたりして対応すれば、この後車輪のホイールシリンダ圧の不都合な増圧動作を防止でき、車両の安定性（制動力と操舵性の両立）を向上させることができる。

40 【0084】以上説明したように、本実施形態によれば、マスタシリンダ圧センサを用いることなく、マスタシリンダ圧を正確に推定することが可能となる。又、マスタシリンダ圧推定値の初期設定を、時間と共に増加する関数を用いて行っているため、マスタシリンダ圧推定値の収束が速く、推定精度が向上する。又、マスタシリ

13

ンダ圧推定値及びそれを用いて推定したホイールシリンダ圧推定値を用いた制御の信頼性が向上する。

【0085】又、実際のマスタシリンダ圧計測手段を有する場合、マスタシリンダ圧推定値がマスタシリンダ圧検出値の-30%～+50%の粗い精度範囲であっても、ホイールシリンダ圧推定値の4車輪間の大小関係が高精度に求められるため、前記ホイールシリンダ圧推定値の利用1～4に対しては、十分な効果を発揮する。

【0086】

【発明の効果】以上説明したとおり、本発明によれば、実際のマスタシリンダ圧計測手段を用いることなくマスタシリンダ圧を精度よく推定し、その結果ホイールシリンダ圧を精度良く推定し、適正な制動制御を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の要旨を示すブロック図

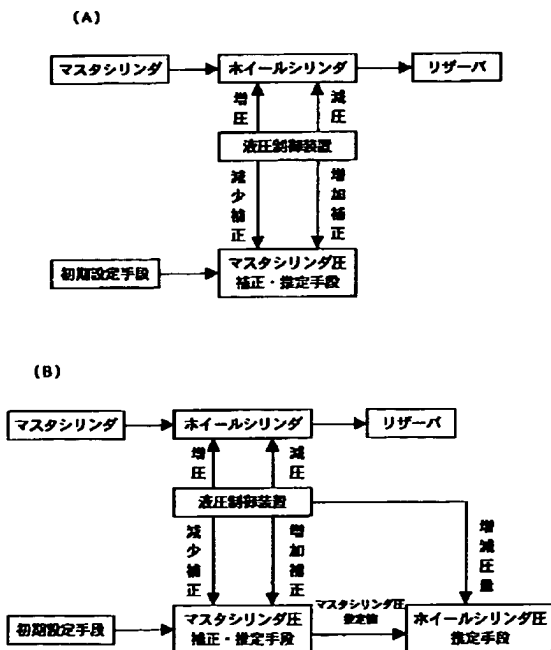
【図2】本発明に係る制動力制御装置の概略を表わす構成図

【図3】本発明の第1実施形態の作用を表わすフローチャート

【図4】同じく本発明の第1実施形態の作用を表わすフローチャート

【図5】ブレーキ操作直後における時間とマスタシリンダ圧との関係を示す線図

【図1】



14

【図6】車両減速度とマスタシリンダ圧との関係を示す線図

【図7】第1実施形態におけるマスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧推定の様子を示す線図

【図8】本発明の第2実施形態の作用を示すフローチャート

【図9】同じく本発明の第2実施形態の変形例を示すフローチャート

【図10】車両減速度とホイールシリンダ圧との関係を示す線図

【符号の説明】

10…ブレーキペダル

12…ブースタ

14…マスタシリンダ

20、24、34、40、44、52…ブレーキ液路

22、32、42、50…切換弁

26、36、46、54…ホイールシリンダ

60、62、68、70…制御弁

64、72…リザーバ

20 76…モータ

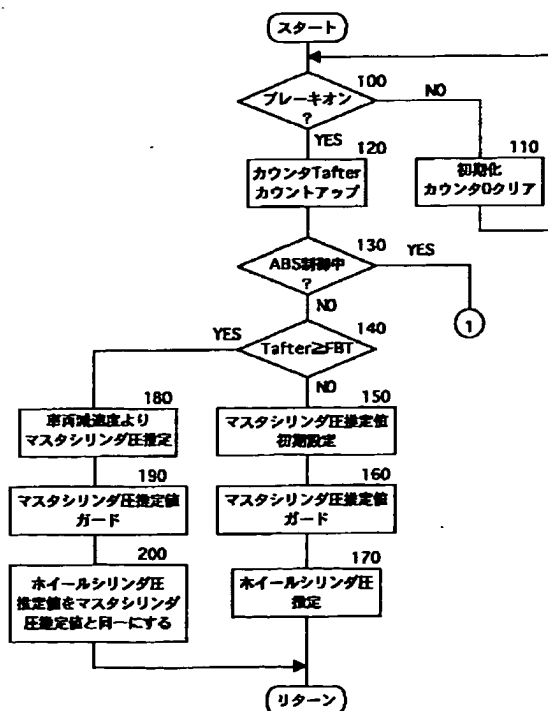
78…液圧制御装置

80…電子制御装置

100、102、104、106…車輪速センサ

110…ブレーキスイッチ

【図3】



The diagram illustrates a hydraulic control system for a vehicle. At the top center, a hydraulic pump (10) is driven by an engine (12). The pump is connected to a hydraulic control unit (14) which contains a motor (M) and various valves (20, 22, 24, 26, 32, 34, 40, 42, 44, 46, 50, 52, 54, 56, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72, 74, 76, 78, 80). The system is connected to four wheels (FR, RR, FL, RL) via hydraulic lines (100, 102, 104, 106). A central electronic control unit (80) is connected to the system.

```

graph TD
    Start((1)) --> Dec210{増圧中?}
    Dec210 -- YES --> Box260[マスタシリンダ圧推定値  
減少補正・推定]
    Dec210 -- NO --> Dec220{減圧中?}
    Dec220 -- YES --> Box230[マスタシリンダ圧推定値  
増加補正・推定]
    Dec220 -- NO --> Return([リターン])
    Box260 --> Box270[マスタシリンダ圧推定値  
ガード]
    Box270 --> Box280[ホイールシリンダ圧  
推定]
    Box230 --> Box240[マスタシリンダ圧推定値  
ガード]
    Box240 --> Box250[ホイールシリンダ圧  
推定]
    Box280 --> Return
    Box250 --> Return
  
```

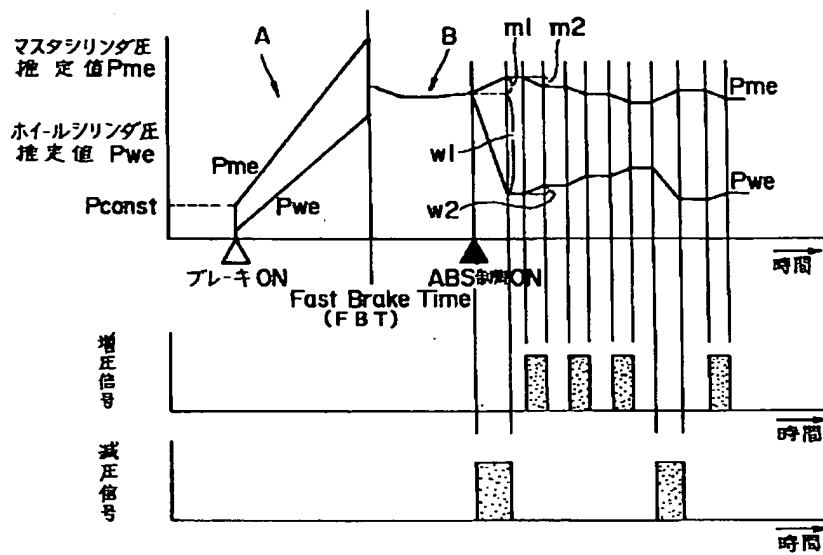
Flowchart illustrating the pressure control process (Fig. 1):

- Start (1) leads to decision 210: 増圧中? (Increasing pressure?).
- If YES, process 260: マスタシリンダ圧推定値 減少補正・推定 (Master cylinder pressure estimation, decrease correction/estimation).
- If NO, process 220: 減圧中? (Decreasing pressure?).
- If YES, process 230: マスタシリンダ圧推定値 増加補正・推定 (Master cylinder pressure estimation, increase correction/estimation).
- If NO, process 220 leads to the end (リターン).
- From process 260, process 270: マスタシリンダ圧推定値 ガード (Master cylinder pressure estimation guard).
- From process 270, process 280: ホイールシリンダ圧 推定 (Wheel cylinder pressure estimation).
- From process 230, process 240: マスタシリンダ圧推定値 ガード (Master cylinder pressure estimation guard).
- From process 240, process 250: ホイールシリンダ圧 推定 (Wheel cylinder pressure estimation).
- Both process 280 and process 250 lead to the end (リターン).

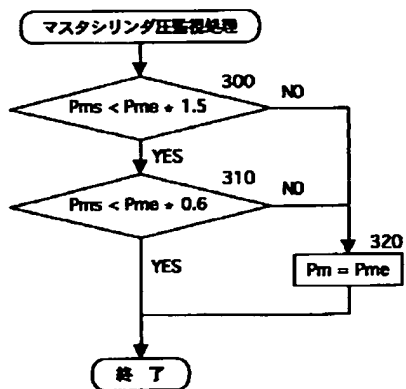
マスシリンダ圧検定値

車両式速度

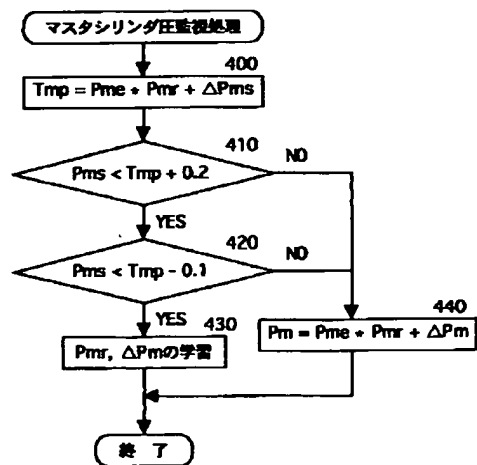
【図7】



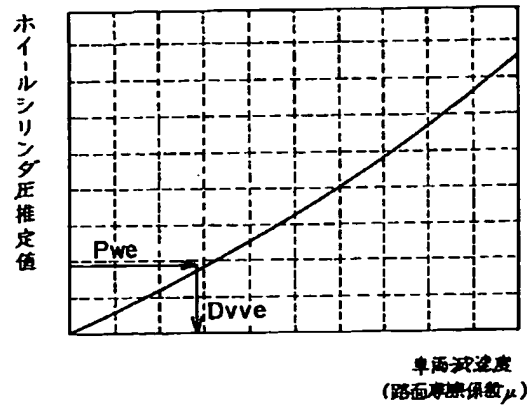
【図8】



【図9】



【図10】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.